

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Mateja Radić**

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Energijska i eksergijska analiza kompresorsko – parne  
dizalice topline**

Mentor:  
Prof. dr. sc. Antun Galović

Student:  
Mateja Radić

Zagreb, 2014.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradila samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof.dr.sc. Antunu Galoviću na pruženoj pomoći tijekom izrade rada i izvođenja proračuna.

Mateja Radić

## Sadržaj

Sadržaj.....	4
Popis slika .....	5
Popis oznaka .....	7
Sažetak .....	8
Summary .....	9
Uvod.....	10
1. Dizalice topline.....	11
1.1. Kompresijske dizalice topline.....	14
2. Proračun masenog protoka radne tvari, snage za pogon kompresora i faktora grijanja.....	17
3. Eksergijska analiza .....	23
3.1. Ireverzibilnost komponenti .....	23
3.2 Eksergijska efikasnost komponenti .....	33
Zaključak.....	36
Literatura.....	37

## Popis slika

Slika 1. Shematski prikaz dizalice topline u režimu grijanja.....	12
Slika 2. Usporedba troškova dizalice topline i konvencionalnih sustava .....	13
Slika 3. Komponente kompresijske dizalice topline .....	14
Slika 4. Promjene stanja u ljevokretnom kružnom procesu.....	16
Slika 5. Proces prikazan u log p-h dijagramu .....	16
Slika 6. Promjena snage kompresora i masenog protoka radne tvari u ovisnosti o temperaturi kondenzacije i efikasnosti kompresora .....	21
Slika 7. Promjena faktora grijanja u ovisnosti o temperaturi kondenzacije i efikasnosti kompresora .....	22
Slika 8. Ireverzibilnost kompresora ovisno o temp.kondenzacije i efikasnosti kompresora .....	26
Slika 9. Ireverzibilnost kondenzatora .....	27
Slika 10. Ireverzibilnost prigušnog ventila .....	28
Slika 11. Ireverzibilnost isparivača.....	29
Slika 12. Ukupna ireverzibilnost.....	30
Slika 13. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 1.a .....	31
Slika 14. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 1.c .....	31
Slika 15. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 2.b .....	32
Slika 16. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 3.d .....	32

## Popis tablica

Tablica 1. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	19
Tablica 2. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}} = 40^{\circ}\text{C}$ .....	19
Tablica 3. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}} = 50^{\circ}\text{C}$ .....	20
Tablica 4. Ireverzibilnost komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	24
Tablica 5. Ireverzibilnost komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 40^{\circ}\text{C}$ .....	25
Tablica 6. Ireverzibilnost komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 50^{\circ}\text{C}$ .....	25
Tablica 7. Eksergijske efikasnosti komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	34
Tablica 8. Eksergijske efikasnosti komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 40^{\circ}\text{C}$ .....	35
Tablica 9. Eksergijske efikasnosti komponenti za $\vartheta_{\text{kond}} = 50^{\circ}\text{C}$ .....	35

## Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
$h$	J/kg	specifična entalpija
$h', h''$	J/kg	specifična entalpija vrele kapljevine i suhozasićene pare
$I_{\text{komp}}$	W	ireverzibilnost kompresora
$I_{\text{kond}}$	W	ireverzibilnost kondenzatora
$I_{\text{prig.vent.}}$	W	ireverzibilnost prigušnog ventila
$I_{\text{isp}}$	W	ireverzibilnost isparivača
$I_{\text{uk}}$	W	ukupna ireverzibilnost
$P_{12}$	W	snaga kompresora
$\phi_{23}$	W	toplinski tok predan grijanom prostoru
$\phi_L$	W	toplinski tok doveden isparivaču
$\phi_H$	W	toplinski tok odveden od kondenzatora
$q_L$	J/kg	specifični učinak isparivača
$q_H$	J/kg	specifični učinak kondenzatora
$w_{\text{komp}}$	J/kg	specifični rad kompresora
$q_m$	kg/s	maseni protok radne tvari
$p$	Pa	tlak
$r$	J/kg	specifična toplina isparivanja
$s$	J/(kgK)	specifična entropija
$s', s''$	J/(kgK)	specifična entropija vrele kapljevine i suhozasićene pare
$s_t$	J/kgK	entropija očitana iz toplinskih tablica
$T$	K	termodinamička ( apsolutna ) temperatura
$T_L$	K	termodinamička temperatura suhozasićene pare u kompresoru
$T_0$	K	okolišna temperatura
$x$	kg/kg	sadržaj vlage u vlažnom zraku
$\beta_H$	/	faktor grijanja
$\eta_{\text{komp}}$	/	termički stupanj djelovanja kompresora
$\vartheta$	°C	Celzijeva temperatura
$\vartheta'$	°C	Celzijeva temperature zasićenja
$\mathcal{E}_{\text{komp}}$	/	eksergijska efikasnost kompresora
$\mathcal{E}_{\text{kond}}$	/	eksergijska efikasnost kondenzatora
$\mathcal{E}_{\text{isp}}$	/	eksergijska efikasnost isparivača

## **Sažetak**

U sklopu ovog rada proveden je energijski i eksergijski proračun pojedinih komponenti kompresorsko parne dizalice topline: kompresora, kondenzatora, isparivača i prigušnog ventila. Svrha rada je proračunati ireverzibilnost komponenti tj. njihovu eksergijsku efikasnost te donjeti zaključke o mogućim poboljšanjima na temelju dobivenih rezultata.

Proračun je proveden u ovisnosti o temperaturi kondenzacije i izentropskom stupnju djelovanja kompresora.

Ključne riječi: dizalica topline; ireverzibilnost; eksergijska efikasnost



## **Summary**

As part of this study, energy and exergy calculations of individual components of the vapor compressor heat pump: compressor, condenser, evaporator and expansion valve, were conducted. The purpose of this study is to calculate the irreversibility of the components, that is, their exergy efficiency, and bring conclusions about possible improvements based on the results.

The calculation is conducted depending on the temperature of condensation and thermal efficiency of the compressor.

Keywords: heat pumps; irreversibility; exergy efficiency

## Uvod

U ovome radu proračunat će se kružni proces dizalice topline koja grije prostoriju određenih dimenzija i održava stalnu unutarnju temperaturu. Proračun će se provesti za različite temperature kondenzacije ( $\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}; 40^{\circ}\text{C}; 50^{\circ}\text{C}$ ) i različite izentropske stupnjeve djelovanja kompresora ( $\eta_{\text{komp}} = 1,0; 0,95; 0,90; 0,85$ ). Prvi dio rada temelji se na proračunu masenog protoka radne tvari kroz sustav, snage kompresora i faktora grijanja. Dijagramski će se prikazati dobiveni rezultati na temelju kojih će se zaključiti o utjecaju promjenjivih faktora na tražene rezultate.

Drugi dio rada prikazuje eksergijsku efikasnost, odnosno daje uvid u ireverzibilnost pojedinih komponenti dizalice topline te u ukupnu ireverzibilnost takvog sustava. Cjelokupni proračun okvirno prikazuje gubitke dizalice topline na temelju kojih možemo provesti moguća poboljšanja pojedinih komponenti i povećati efikasnost sustava.

## 1. Dizalice topline

Dizalica topline je svaki uređaj koji podiže toplinsku energiju s niže na višu energetska razinu uz privedeni vanjski rad, s ciljem korištenja toplinske energije više razine. Primarni cilj je korištenje toplinske energije izmjenjene na visokotemperaturnom izmjenjivaču (kondenzatoru), npr. za grijanje. Suprotno tome rashladni uređaj koristi toplinsku energiju izmjenjenu na niskotemperaturnom izmjenjivaču (isparivaču). Dakle, svaki rashladni uređaj istovremeno je i dizalica topline, jer bitno je koji je primarni cilj, korištenje rashladne ili ogrjevnog energije.

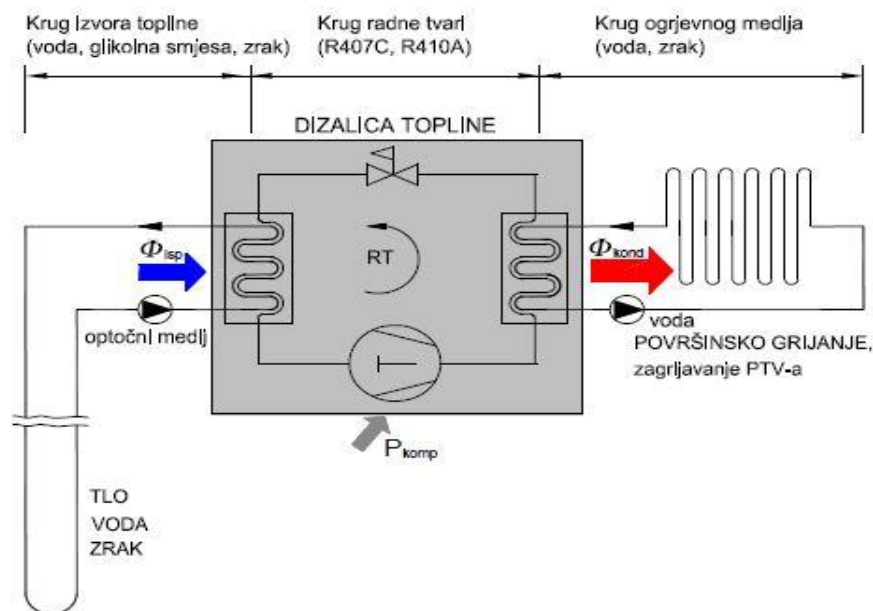
Dizalice topline smatraju se visokoučinkovitim sustavima za proizvodnju toplinske energije. Primjenjuju se u svim veličinama, od onih najmanjih za grijanje stanova, pa sve do sustava koji služe za grijanje čitavih naselja. Koriste se za niskotemperaturne sustave grijanja, s temperaturom polaznog voda već od 35°C u slučaju površinskog grijanja, te s temperaturom polaznog voda do 55 °C kod zagrijavanja PTV-a.

Dizalica topline posreduje u prijenosu topline između dva toplinska spremnika: niskotemperaturnog toplinskog spremnika iz kojeg se odvodi toplina i pritom se hladi, te visokotemperaturnog toplinskog spremnika u koji se ta toplina uvećana za energiju kompresije dovodi i pritom se grije.

Sustav dizalice topline sastoji se od tri kruga :

- kruga izvora topline
- kruga radne tvari
- kruga ponora topline

Slučaj grijanja objekta prikazan je na slici 1. Kod otvorenih sustava podzemna voda struji neposredno preko isparivača dizalice topline. Kod sustava s izmjenjivačem topline, u tlu, kao posrednik u prijenosu topline u zatvorenom krugu struji glikolna smjesa, povezujući izmjenjivač topline u tlu s isparivačem radne tvari. Ogrjevni mediji sustava grijanja, koji u ovom slučaju za dizalicu topline predstavljaju ponor topline, mogu biti voda ili zrak. Voda se koristi u slučaju primjene površinskih sustava grijanja, ventilokonvektora ili radijatora. U nekim slučajevima umjesto vode se zagrijava zrak, neposredno na kondenzatoru dizalice topline i razvodi po objektu putem kanala za zrak.

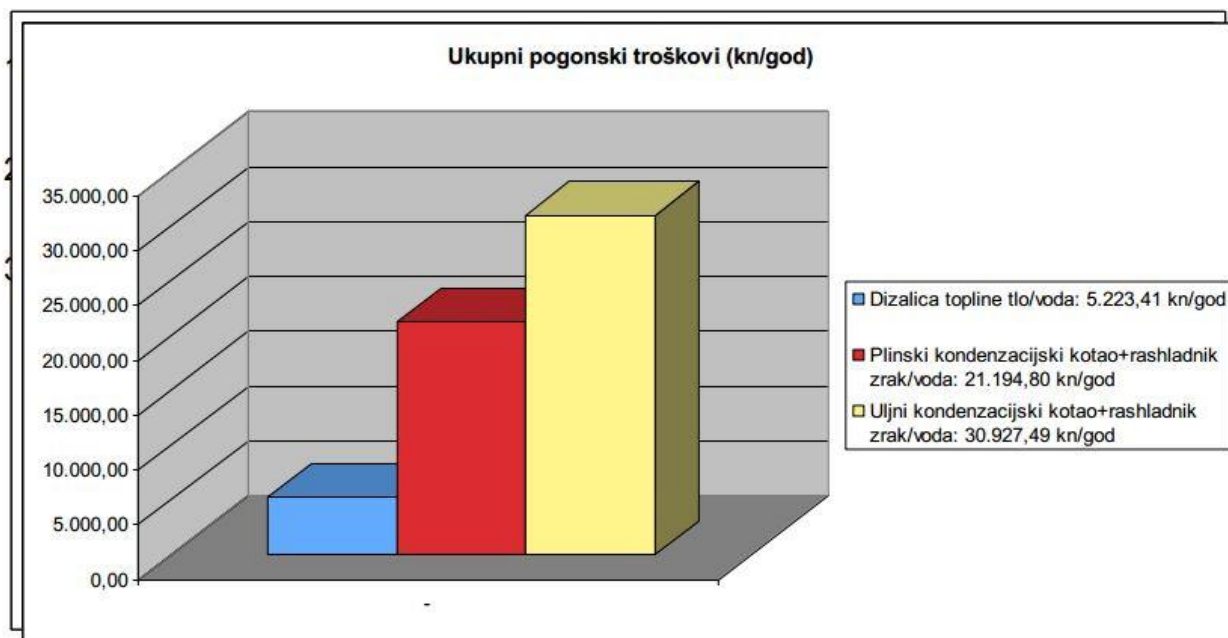


Slika 1. Shematski prikaz dizalice topline u režimu grijanja

Dizalica topline može raditi u režimu hlađenja i režimu grijanja. Ugradnjom četveroputnog ventila isti se uređaj može prilagoditi i za rad u režimu hlađenja. U tom slučaju ponor topline postaju tlo, podzemna voda ili okolišni zrak, dok se toplina hlađenog prostora odvodi na isparivaču dizalice topline posredstvom zraka ili vode/glikolne smjese.

Učinkovitost dizalica topline značajno ovisi o vrsti izvora topline. Kao niskotemperaturni toplinski spremnici koriste se voda, zrak, otpadna toplina, sunčeva toplina, ili se toplina isparivaču dovodi posredstvom izmjenjivača topline koji se polaže u zemlju, pri čemu tlo predstavlja toplinski spremnik.

Mjereno brojem instaliranih jedinica u svijetu, korištenje dizalica topline s tlom ili vodom kao izvorom topline bilježi jedan od najbržih porasta u području primjene obnovljivih izvora energije. Procjenjuje se da je u svijetu instalirano 1,7 milijuna geotermalnih dizalica topline s tlom ili vodom kao izvorom topline, učinka grijanja 18 GW. Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u tehnološki razvijenom svijetu, primjerice u Švedskoj, SAD-u, Njemačkoj, Švicarskoj, Austriji i Francuskoj. Na slici 3. vidimo usporedbu pogonskih troškova dizalice topline i konvencionalnih sustava grijanja iz koje je jasno zašto raste potražnja za ovakvim sustavima diljem svijeta.



**Slika 2. Usporedba troškova dizalice topline i konvencionalnih sustava**

Dizalice topline povezane s tlom plitkih geotermalnih potencijala koriste toplinu zemljine kore, u većini slučajeva do 200 m dubine. Najveći broj izvedenih sustava s dizalicom topline je s bušotinskim izmjenjivačima topline u vertikalnoj izvedbi.

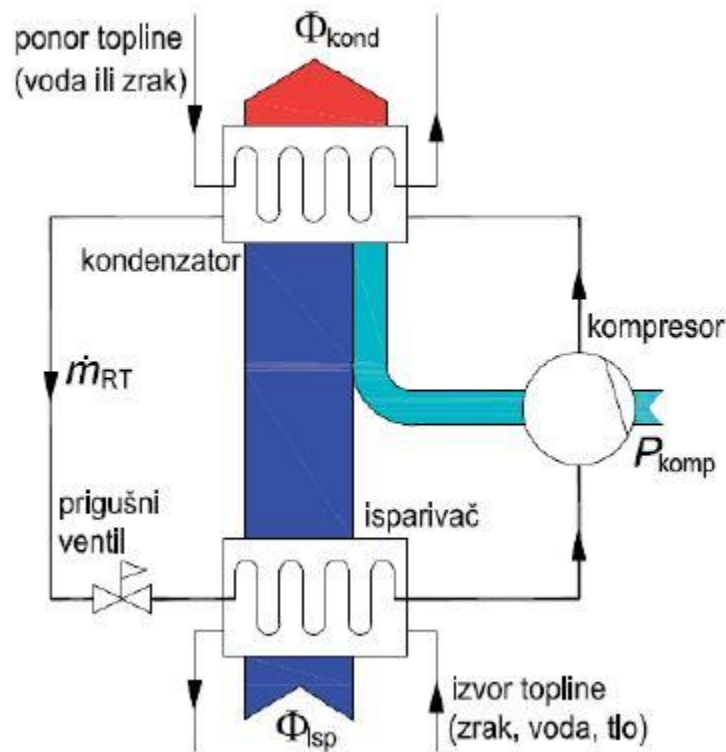
Dizalice topline se prema vrsti dijele prema vrsti kompenzacijske energije na:

- kompresijske dizalice topline - koriste mehanički rad za pogon uređaja
- sorpcijske dizalice topline - koriste toplinsku energiju za pogon uređaja

## 1.1. Kompresijske dizalice topline

Svaka kompresijska dizalica topline sastoji se od četiri osnovne komponente unutar kojih struji radna tvar (slika 2) :

- kompresor
- kondenzator
- prigušni ventil
- isparivač



Slika 3. Komponente kompresijske dizalice topline

U isparivaču radna tvar isparava pri tlaku isparavanja (slika 3, promjena stanja 4-1) najčešće pri konstantnoj temperaturi, primajući toplinu s medija-izvora topline (zraka, vode ili tla) kojeg hladi. Temperatura isparavanja je uvijek niža od temperature izvora topline kojemu se oduzima toplina. Radna tvar na ulazu u isparivač je pretežno u kapljevitom stanju (stanje 4) dok je radna tvar na izlasku iz isparivača u suho zasićenom ili blago pregrijanom stanju (stanje 1).

Kompresor je onaj element dizalice topline koji omogućuje prijenos topline s izvora topline (niže temperature) na ponor topline (više temperature) i zato se njemu mora dovoditi rad. Toplinu nije moguće prirodnim putem prenositi s tijela niže temperature na tijelo više temperature.

Kompresor isisavanjem pare radnoj tvari snižava tlak i na taj način umjetno ostvaruje nižu temperaturu radne tvari od temperature medija od kojeg se preuzima toplota i koji se hladi. Kompresor usisava suhozasićenu paru radne tvari s tlaka isparavanja i komprimira ju na tlak kondenzacije (slika 3, promjena stanja 1-2), odnosno na temperaturu koja je viša od temperature ogrjevnog medija. Kompresor ne smije usisavati kapljevinu jer bi moglo doći do hidrauličkog udara.

Toplinu, koju je radna tvar u isparivaču preuzela na sebe, uvećanu za energiju privedenu u kompresoru, potrebno je u kondenzatoru predati ogrjevnom mediju. Da bi to bilo moguće temperatura radne tvari u kondenzatoru mora biti viša od temperature ogrjevnog medija koji preuzima toplotu kondenzacije (voda ili zrak). U kondenzator radna tvar ulazi kao pregrijana para (slika 3., stanje 2), predajući toplotu ogrjevnom mediju. Prvo se ohladi do temperature kondenzacije, pri čemu se daljnjim odvođenjem topline radna tvar kondenzira. Predavanjem topline vodi ili zraku kondenzacija napreduje, sadržaj pare u kondenzatoru sve se više smanjuje, a udio kapljevine raste. Radna tvar na izlazu iz kondenzatora je sva u kapljevitoj stanju. Za bolju učinkovitost uređaja poželjno je da se radna tvar na izlazu iz kondenzatora ohladi za nekoliko stupnjeva, odnosno da temperatura radne tvari na izlazu iz kondenzatora bude od 3 do 5 °C niža od temperature kondenzacije. Najveći dio izmjenjene topline u kondenzatoru se ostvari prilikom promjene agregatnog stanja iz parne u kapljevitu fazu (izmjena latentne topline), dok se manji dio izmijeni hlađenjem pregrijanih para i hlađenjem kondenzata.

Toplina kondenzacije (slika 3, promjena stanja 2-3) koju je potrebno predati ogrjevnom mediju sustava grijanja jednaka je toplini (energiji) izmjenjenoj u isparivaču i uvećanoj za energiju koja je dovedena kompresoru.

$$q_{\text{kond}} = q_{\text{isp}} + w_{\text{komp}}$$

$$\phi_{\text{kond}} = \phi_{\text{isp}} + P_{\text{komp}}$$

$$q_{\text{isp}} = h_1 - h_2$$

$$q_{\text{kond}} = h_2 - h_3$$

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{w_{\text{komp}}}{w_{12}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2}$$

$$P_{\text{komp}} = q_m \cdot (h_1 - h_2)$$

$q_{\text{kond}}$  - specifični učinak kondenzatora, J/kg

$q_{\text{isp}}$  - specifični učinak isparivača, J/kg

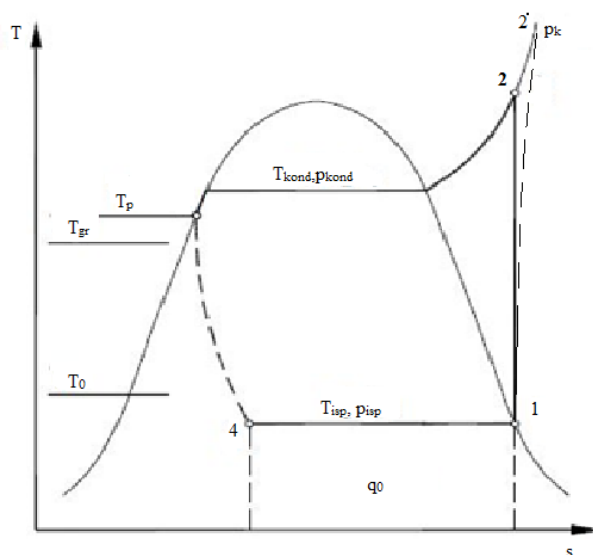
$w_{\text{komp}}$  - specifični rad kompresora, J/kg

$\phi_{\text{kond}}$  - učinak kondenzatora, W

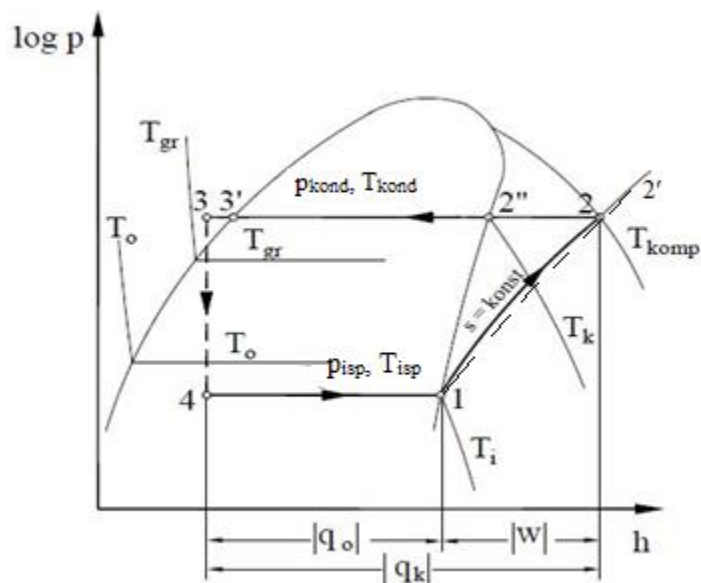
$\phi_{\text{isp}}$  - učinak isparivača, W

$P_{\text{komp}}$  - snaga kompresora, W

Nakon što je radna tvar toplinsku energiju predala ogrjevnom mediju sustava grijanja i kondenzirala, sve se odvija pri visokom tlaku. U kapljevitom stanju ulazi u prigušni ventil koji služi za snižavanje tlaka radne tvari, s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja, pri čemu pada i temperatura radne tvari (slika 3, promjena stanja 3-4). Prilikom prigušenja radne tvari dolazi do ekspanzije radne tvari pa je na ulazu u isparivač još uvijek radna tvar najvećim dijelom u kapljevitom stanju, ali sadrži i parnu fazu. Ovim je kružni proces zatvoren.



Slika 4. Promjene stanja u ljevokretnom kružnom procesu



Slika 5. Proces prikazan u log p-h dijagramu



## 2. Proračun masenog protoka radne tvari, snage za pogon kompresora i faktora grijanja

Prije samog proračuna traženih vrijednosti, prikazat ću slijed formula prema kojima ćemo vršiti proračun.

$$q_m = \frac{\phi_H}{h_3 - h_2}$$

$$P_{12} = q_m \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\beta_H = \frac{\phi_H}{P_{12}}$$

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$\phi_L = q_m \cdot (h_1 - h_4)$$

$$s_2 = s_{t1} + \frac{s_{t2} - s_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}} \cdot (h_2 - h_{t1})$$

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_1 - h_4}{\eta_{komp}}$$

$$s_4 = x_4 \cdot (s_{4''} - s_{4'}) + s_{4'}$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{4'}}{r} = \frac{h_4 - h_{4'}}{h_{4''} - h_{4'}}$$

Na osnovu gore prikazanih formula, proveden je slijedeći proračun:

### 1.SLUČAJ ( $\vartheta_{\text{kond}} = 30^\circ\text{C}$ )

a)  $\eta_{\text{komp}} = 1,0$

#### Točka 1

$$\vartheta' = -10^\circ\text{C}$$

$$p = 2,0060 \text{ bar}$$

$$h_1 = 392,67 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,7334 \text{ kJ/kgK}$$

### Točka 2

$$g' = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p = 7,7020 \text{ bar}$$

$$s_2 = s_1 = 1,7334 \text{ kJ/kgK}$$

$$g_2 = 35 + \frac{40 - 35}{1,7483 - 1,7317} \cdot (1,7334 - 1,7317) = 35,51^{\circ}\text{C}$$

$$h_2 = 420,08 + \frac{425,24 - 420,08}{1,7483 - 1,7317} \cdot (1,7334 - 1,7317) = 420,61 \text{ kJ/kg}$$

### Točka 3

$$g' = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_2 = 7,7020 \text{ bar}$$

$$g_3 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_3 = 234,55 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 1,1196 \text{ kJ/kgK}$$

### Točka 4

$$g' = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p = 2,0060 \text{ bar}$$

$$h_4 = h_3 = 234,55 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{23} = q_m \cdot (h_3 - h_2) = -28,8 \text{ kW}$$

$$q_m = \frac{\Phi_{23}}{h_3 - h_2} = 0,1547 \text{ kg/s} = 557,24 \text{ kg/h}$$

$$P_{12} = q_m \cdot (h_1 - h_2) = -4,322 \text{ kW}$$

$$\beta_H = \frac{\phi_{23}}{P_{12}} = 6,66$$

b)  $\eta_{komp} = 0,95$

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{komp}} = 392,67 + \frac{420,61 - 392,67}{0,95} = 422,08 \text{ kJ/kg}$$

$$q_m = \frac{\phi_{23}}{h_3 - h_{2'}} = \frac{-28,8}{234,55 - 422,08} = 0,1535 \text{ kg/s}$$

$$P_{12} = q_m \cdot (h_1 - h_{2'}) = 0,1535 \cdot (392,67 - 422,08) = -4,514 \text{ kW}$$

$$\phi_{41} = q_m \cdot (h_1 - h_4) = 0,1535 \cdot (392,67 - 234,55) = 24,27 \text{ kW}$$

$$\beta_H = \frac{\phi_{23}}{P_{12}} = \frac{-28,8}{-4,514} = 6,38$$

Cjelokupni rezultati prikazani su u tablicama :

Slučaj 1 ( $\vartheta_{kond}=30^\circ\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$q_m$ (kg/s)	0.1547	0.1535	0.1523	0.1508
$P_{12}$ (kW)	4.3220	4.514	4.727	4.957
$\beta_H$	6.66	6.38	6.09	5.81
$q_{41}$ (kJ)	158.112	158.1	158.12	158.09
$\phi_{41}$ (kW)	24.46	24.27	24.08	23.84
$s_2$ (kJ/kgK)	1.7334	1.7381	1.7434	1.749
$h_{2'}$ (kJ/kg)	/	422.08	423.71	425.54

Tablica 1. Rezultati za  $\vartheta_{kond} = 30^\circ\text{C}$

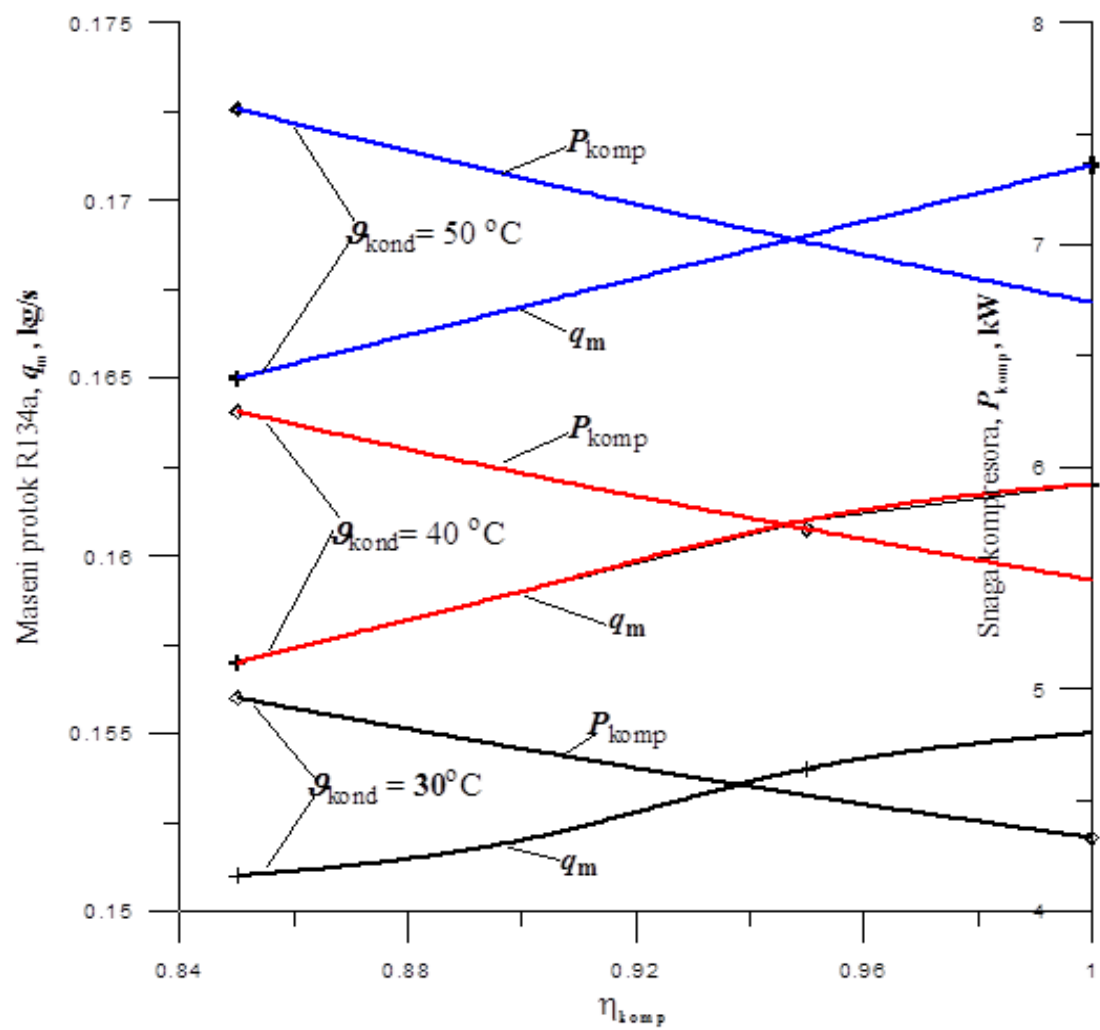
Slučaj 2 ( $\vartheta_{kond}=40^\circ\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$q_m$ (kg/s)	0.1622	0.1606	0.1589	0.157
$P_{12}$ (kW)	5.487	5.72	5.97	6.25
$\beta_H$	5.25	5.035	4.82	4.61
$q_{41}$ (kJ)	143.7	143.68	143.67	143.63
$\phi_{41}$ (kW)	23.304	23.075	22.83	22.55
$s_2$ (kJ/kgK)	1.7334	1.7389	1.7451	1.752
$h_{2'}$ (kJ/kg)	/	428.28	430.26	432.47

Tablica 2. Rezultati za  $\vartheta_{kond} = 40^\circ\text{C}$

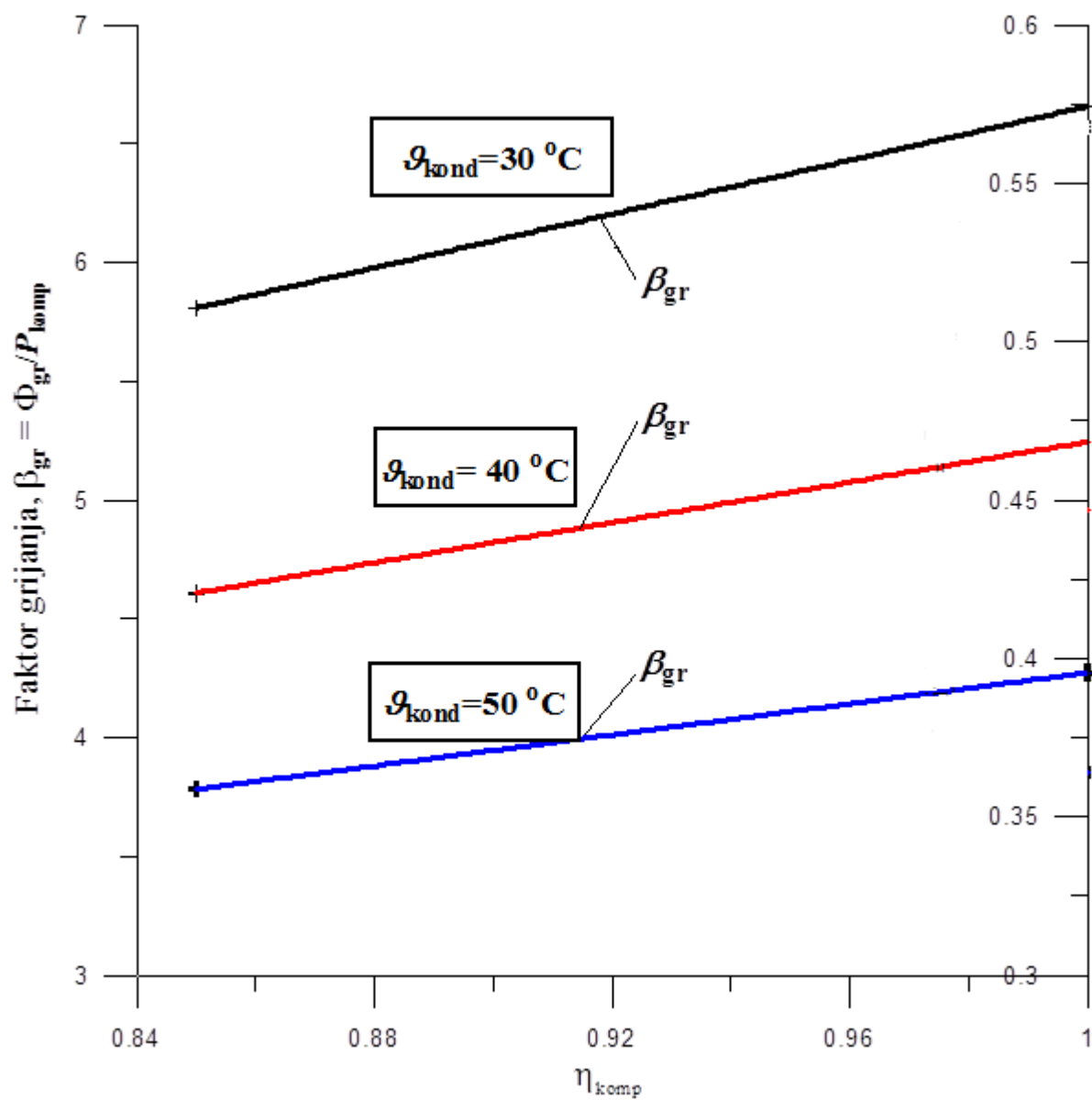
Slučaj 3 ( $\vartheta_{kond}=50^{\circ}\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$q_m$ (kg/s)	0.1713	0.1692	0.1669	0.1645
$P_{12}$ (kW)	6.735	7	7.29	7.61
$\beta_H$	4.28	4.11	3.95	3.78
$q_{41}$ (kJ)	128.78	128.76	128.75	128.75
$\phi_{41}$ (kW)	22.06	21.78	21.49	21.18
$s_2$ (kJ/kgK)	1.7334	1.7396	1.7466	1.754
$h_{2'}$ (kJ/kg)	/	434.06	436.36	438.9

Tablica 3. Rezultati za  $\vartheta_{kond} = 50^{\circ}\text{C}$

Na slikama 9 i 10 vidi se ovisnost masenih protoka radne tvari, snage kompresora i faktora grijanja o porastu kondenzacije, odnosno smanjenju izentropske efikasnosti kompresora.



Slika 6. Promjena snage kompresora i masenog protoka radne tvari u ovisnosti o temperaturi kondenzacije i efikasnosti kompresora



Slika 7. Promjena faktora grijanja u ovinosti temperaturi kondenzacije i efikasnosti kompresora

### 3. Eksргиjska analiza

Cilj eksrgijske analize sustava je odrediti komponente s najmanjom eksrgijskom efikasnosti i mjesta najveće ireverzibilnosti i tako omogućiti poboljšanja pojedinih komponenti i sustava u cjelini. Ireverzibilnost komponente se može odrediti direktno iz bilance eksrgije ili indirektno tako da izračunamo generiranu entropiju i uvrstimo u jednadžbu :

$$I = T_0 \cdot S_{gen}$$

Gdje je  $T_0$  temperatura okoliša, a  $S_{gen}$  entropija generirana na određenoj komponenti sustava.

#### 3.1. Ireverzibilnost komponenti

Kao i u prethodnom poglavlju, najprije je dan pregled formula potrebnih za računanje ireverzibilnosti kompresora, kondenzatora, ekspanzijskog ventila i isparivača.

$$I_{komp} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_2 - s_1)$$

$$I_{kond} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{T_{ok} \cdot \phi_{gr}}{T_{gr}}$$

$$I_{prig.vent.} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_4 - s_3)$$

$$I_{isp} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_1 - s_4) - (\phi_{gr} - P_{12})$$

$$I_{uk} = T_{ok} \cdot (\Delta S) = I_{komp} + I_{kond} + I_{isp} + I_{prig.vent.}$$

Na osnovu gore prikazanih formula, proveden je slijedeći proračun:

#### 1. SLUČAJ ( $\vartheta_{kond} = 30^\circ\text{C}$ )

##### KOMPRESOR

a)  $\eta_{komp} = 1,0$

$$I_{komp} = m \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1) = 0,1547 \cdot 268,15 \cdot (1,7334 - 1,7334) = 0$$

b)  $\eta_{komp} = 0,95$

$$I_{komp} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_2 - s_1) = 0,1535 \cdot 268,15 \cdot (1738,13 - 1733,4) = 194,7 \text{ W}$$

### KONDENZATOR

a)  $\eta_{komp} = 1,0$

$$I_{kond} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{T_{ok} \cdot \phi_{gr}}{T_{gr}} = 0,1547 \cdot 268,15 \cdot (1119,6 - 1733,4) + \frac{268,15 \cdot 28800}{293,15} = 881,8 \text{ W}$$

### PRIGUŠNI VENTIL

a)  $\eta_{komp} = 1,0$

$$I_{ek.vent.} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_4 - s_3) = 0,1547 \cdot 268,15 \cdot (1132,2 - 1119,6) = 522,7 \text{ W}$$

### ISPARIVAČ

a)  $\eta_{komp} = 1,0$

$$I_{isp} = q_m \cdot T_{ok} \cdot (s_1 - s_4) - (\phi_{gr} - P_{12}) = 0,1547 \cdot 268,15 \cdot (1733,4 - 1132,2) - (28800 - 4322) = 461,5 \text{ W}$$

Cjelokupni rezultati prikazani su u sljedećim tablicama :

Slučaj 1 ( $\vartheta_{kond}=30^\circ\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$I_{komp}$ (kW)	0	0.195	0.41	0.64
$I_{kond}$ (kW)	0.8810	0.884	0.868	0.883
$I_{ek.vent.}$ (kW)	0.522	0.518	0.514	0.509
$I_{isp}$ (kW)	0.462	0.46	0.479	0.468
$I_{uk}$ (kW)	1.865	2.057	2.271	2.5

**Tablica 4. Ireverzibilnost komponenti za  $\vartheta_{kond} = 30^\circ\text{C}$**



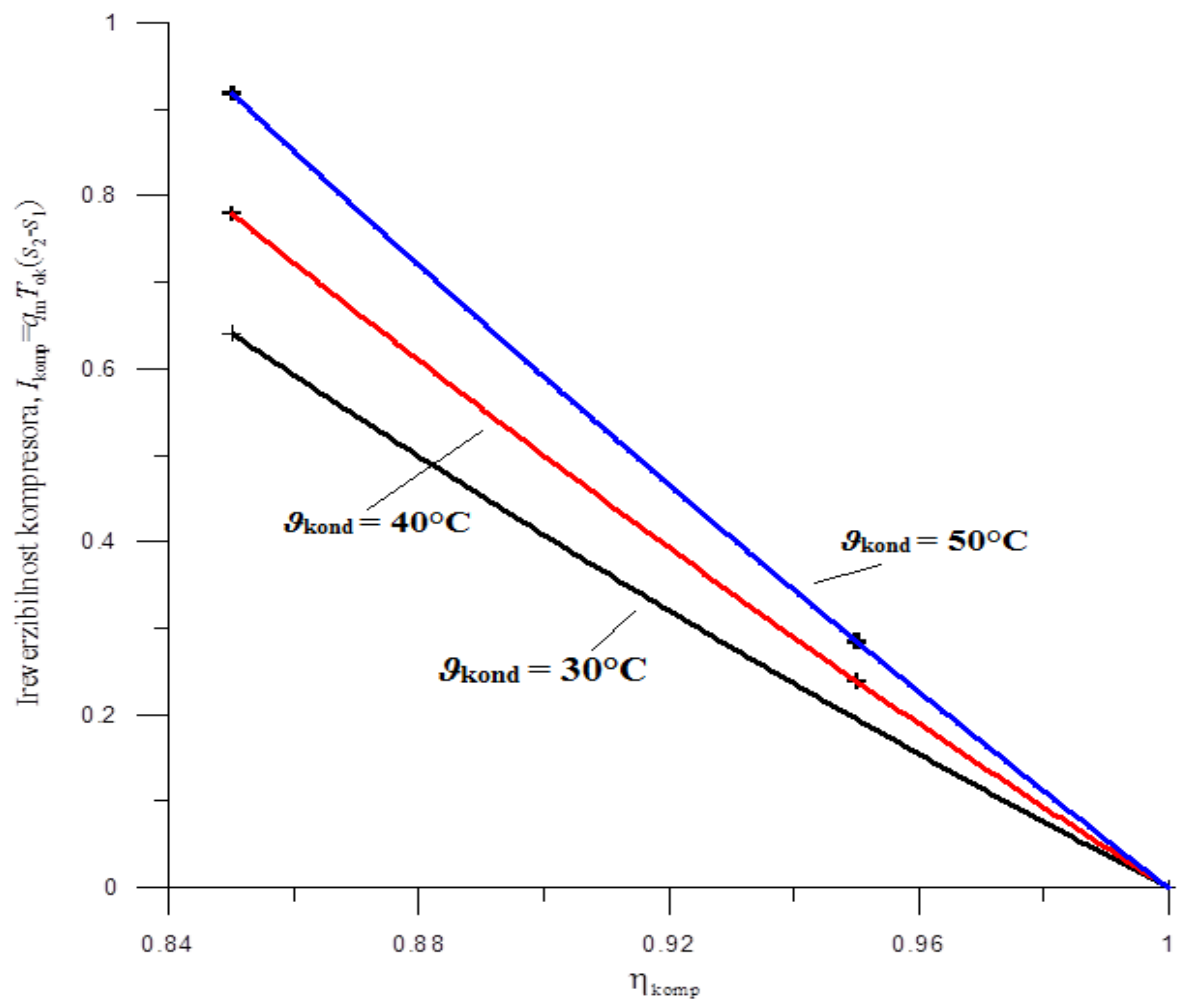
Slučaj 2 ( $\vartheta_{kond}=40^{\circ}\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$l_{komp}$ (kW)	0	0.236	0.499	0.783
$l_{kond}$ (kW)	1.69	1.698	1.694	1.698
$l_{ek.vent}$ (kW)	0.9	0.891	0.882	0.871
$l_{isp}$ (kW)	0.447	0.442	0.438	0.432
$l_{uk}$ (kW)	3.037	3.267	3.513	3.784

Tablica 5. Ireverzibilnost komponenti za  $\vartheta_{kond} = 40^{\circ}\text{C}$

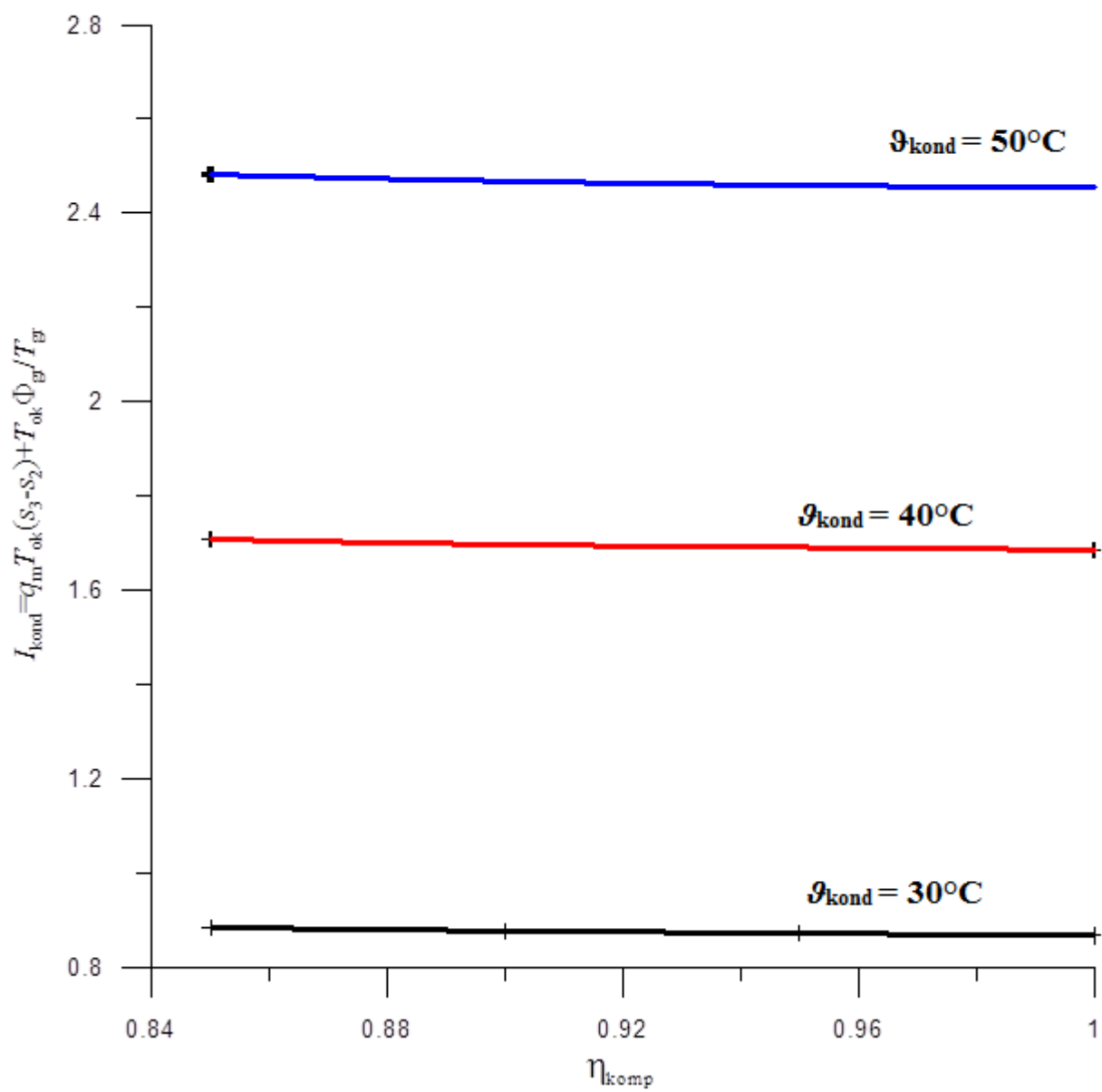
Slučaj 3 ( $\vartheta_{kond}=50^{\circ}\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$l_{komp}$ (kW)	0	0.281	0.591	0.908
$l_{kond}$ (kW)	2.46	2.47	2.48	2.497
$l_{ek.vent}$ (kW)	1.406	1.388	1.369	1.349
$l_{isp}$ (kW)	0.415	0.404	0.392	0.39
$l_{uk}$ (kW)	4.281	4.543	4.832	5.144

Tablica 6. Ireverzibilnost komponenti za  $\vartheta_{kond} = 50^{\circ}\text{C}$

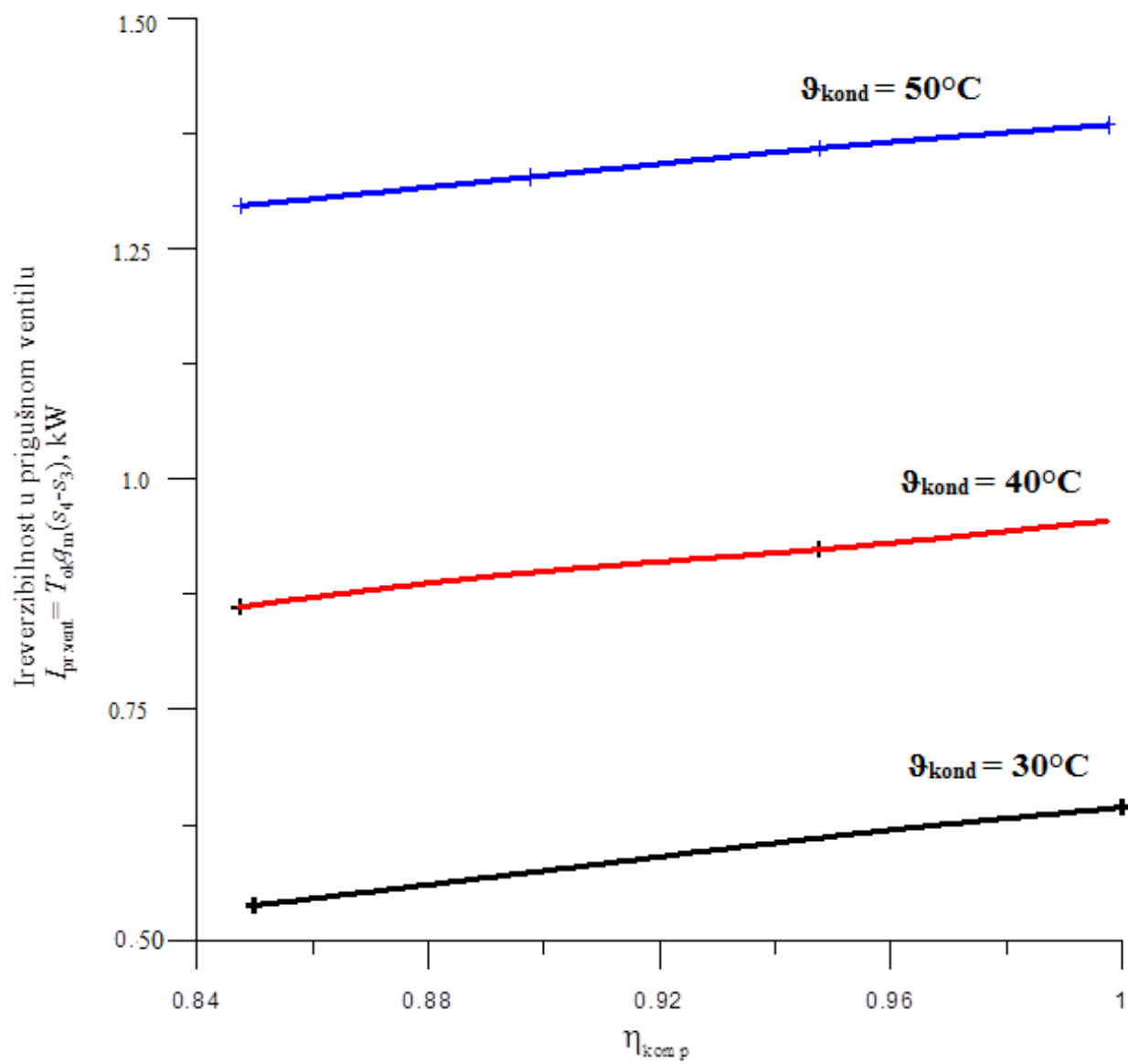
Dijagramski prikaz tabličnih rezultata prikazan je na slikama 14, 15, 16 , 17 i 18.



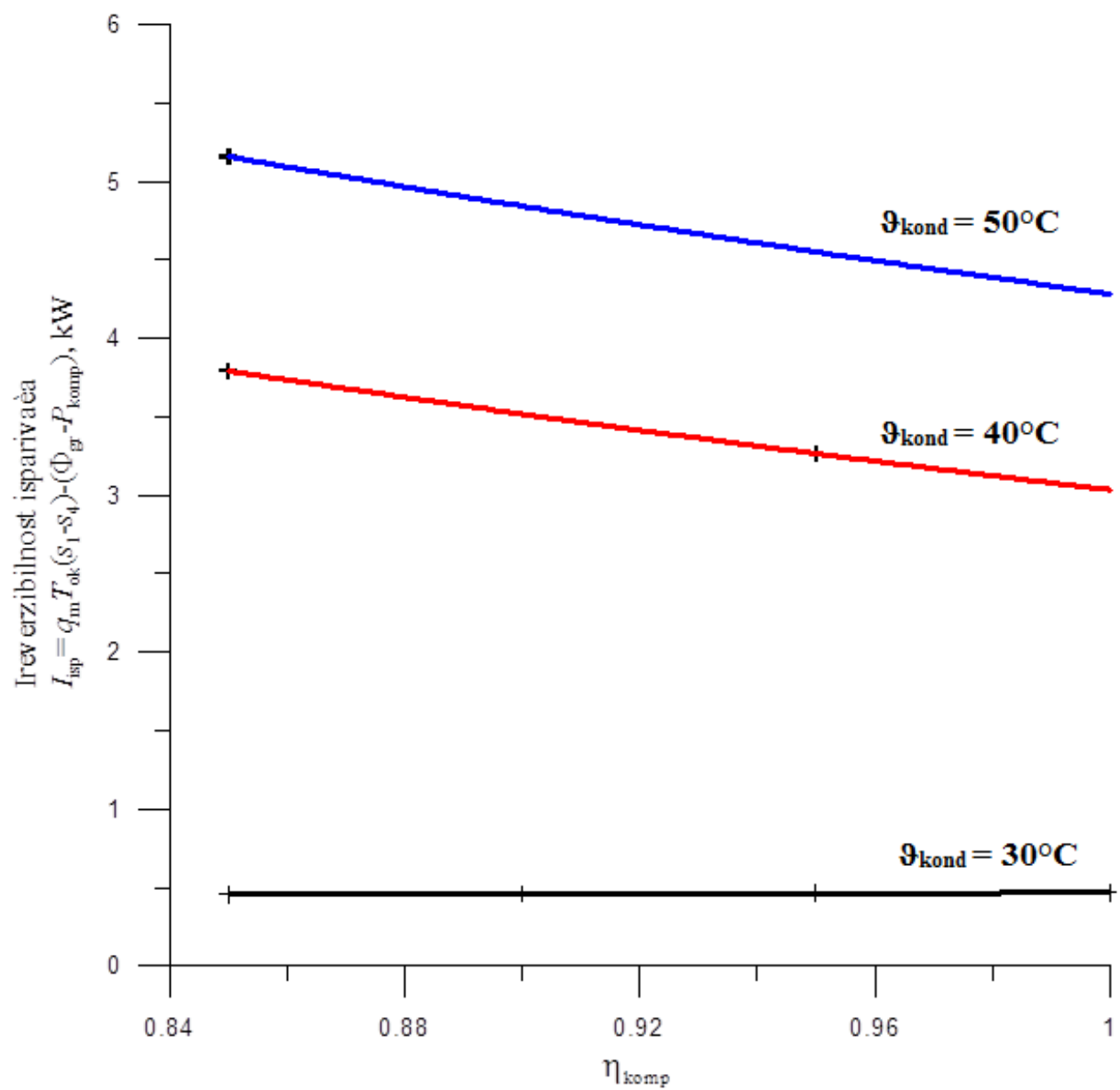
Slika 8. Ireverzibilnost kompresora ovisno o temp.kondenzacije i efikasnosti kompresora



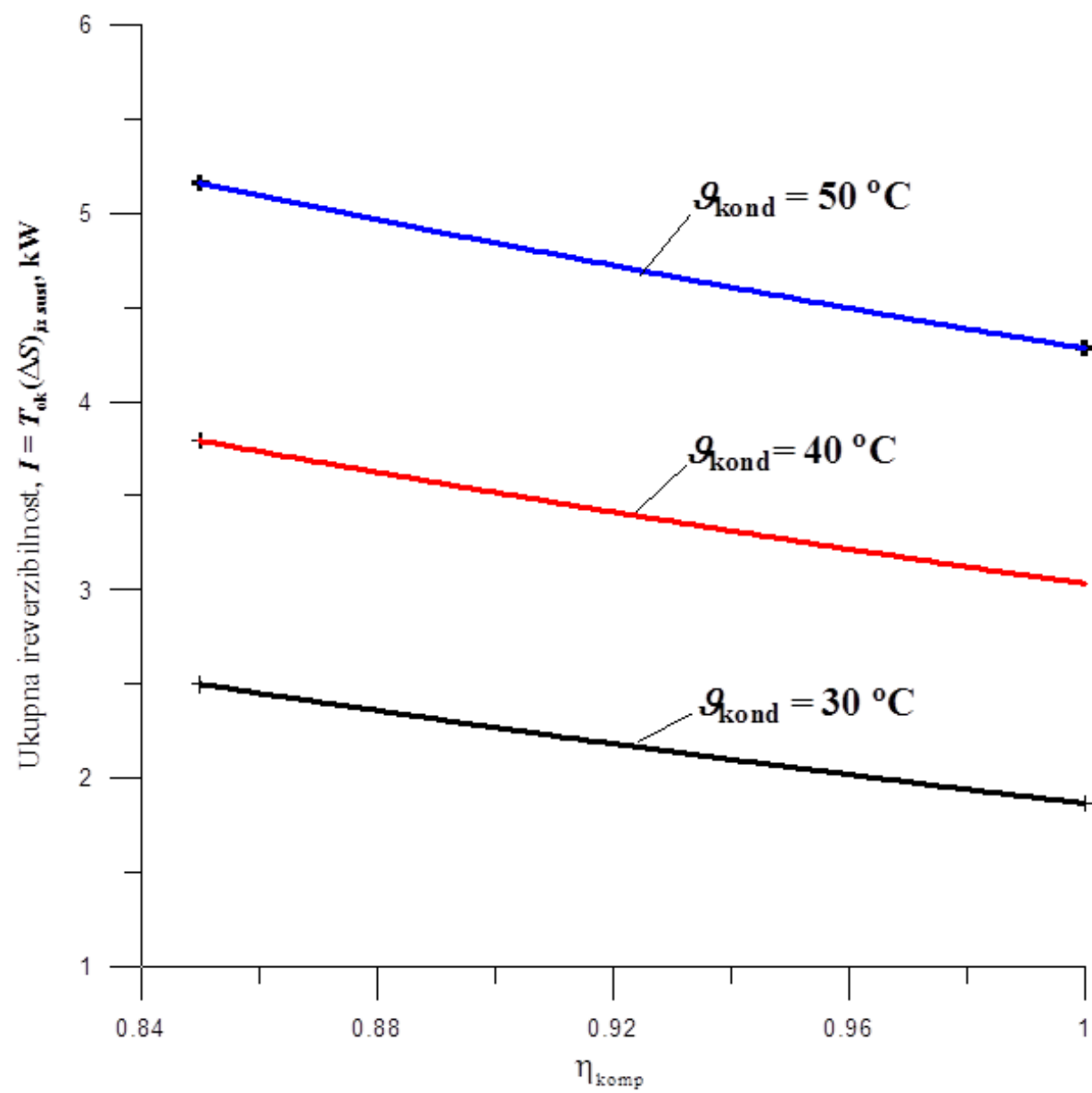
Slika 9. Ireverzibilnost kondenzatora



Slika 10. Ireverzibilnost prigušnog ventila



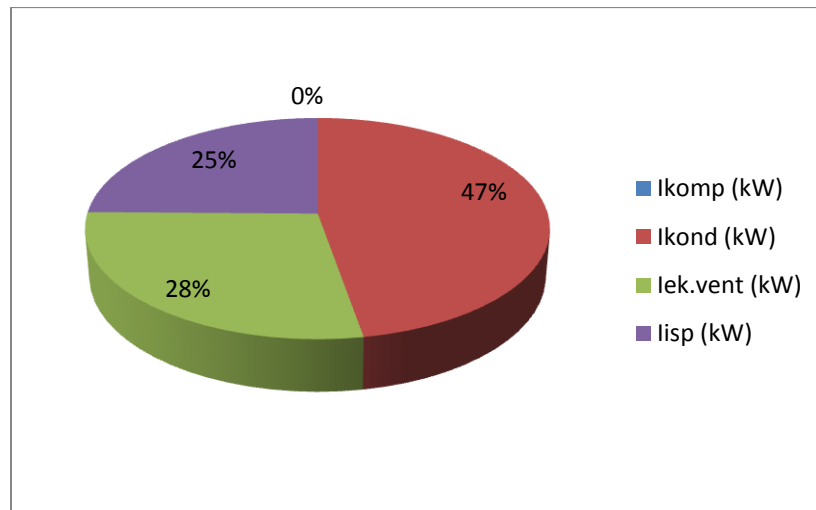
Slika 11. Ireverzibilnost isparivača



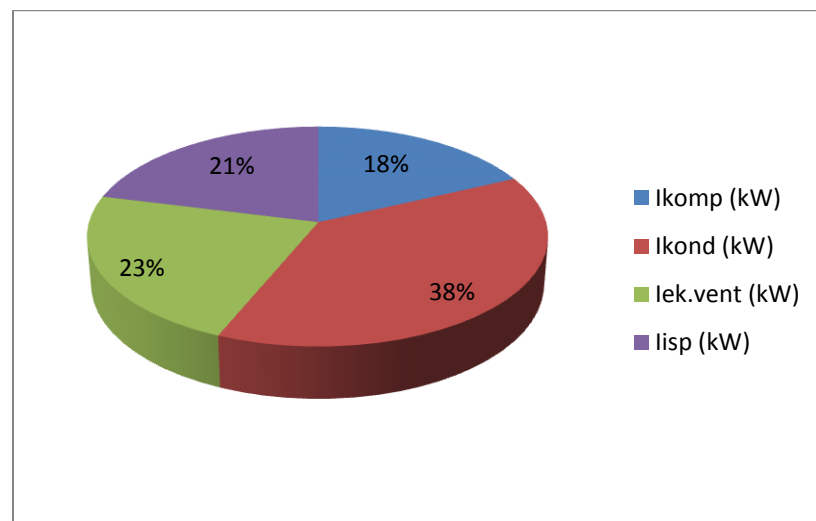
Slika 12. Ukupna ireverzibilnost

### 3.1.1. Udjeli ireverzibilnosti

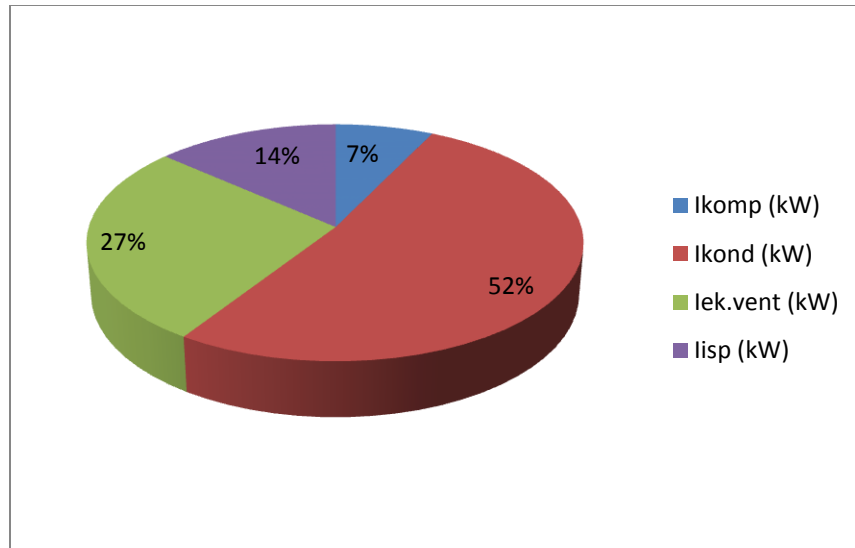
Na slikama 19, 20, 21 i 22 prikazan je udio ireverzibilnosti pojedinih komponenti u ukupnoj ireverzibilnosti sustava.



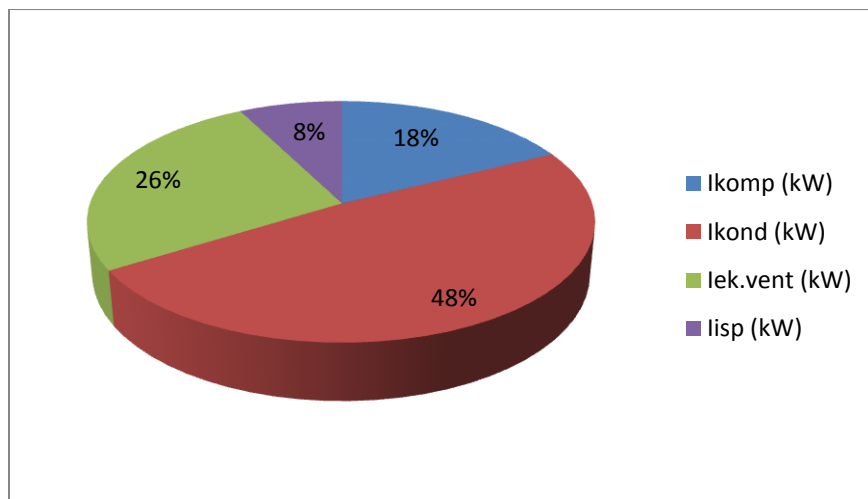
Slika 13. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 1.a



Slika 14. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 1.c



**Slika 15. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 2.b**



**Slika 16. Udjeli ireverzibilnosti za slučaj 3.d**

Iz gore prikazanih dijagrama očito je da najveći udio u ireverzibilnosti sustava ima kondenzator što znači da se na toj komponenti najviše energije izgubi. Ireverzibilnosti kondenzatora i općenito sustava raste s porastom temperature kondenzacije i naravno, sa smanjenjem izentropskog stupnja djelovanja kompresora.



### 3.2. Eksergijska efikasnost komponenti

$$\varepsilon_{komp} = \frac{h_2 - h_1 - T_0 \cdot (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1}$$

$$\varepsilon_{kond} = \frac{\phi_{gr} \cdot (1 - \frac{T_0}{T_H})}{q_m \cdot [h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)]}$$

$$\varepsilon_{isp} = \frac{\phi_L \cdot \frac{T_0 - T_L}{T_L}}{q_m \cdot [h_4 - h_1 - T_0 \cdot (s_4 - s_1)]}$$

Na osnovu gore prikazanih formula, proveden je slijedeći proračun:

#### 1. SLUČAJ ( $\vartheta_{kond} = 30^\circ\text{C}$ )

##### KOMPRESOR

$$\text{a) } \varepsilon_{komp} = \frac{h_2 - h_1 - T_0 \cdot (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} = \frac{420610 - 392670 - 268,15 \cdot (1733,4 - 1733,4)}{420610 - 392670} = 1,0$$

$$\text{b) } \varepsilon_{komp} = \frac{h_2 - h_1 - T_0 \cdot (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} = \frac{420610 - 392670 - 268,15 \cdot (1738,13 - 1733,4)}{420610 - 392670} = 0,9546$$

##### KONDENZATOR

a)

$$\varepsilon_{kond} = \frac{\phi_H \cdot (1 - \frac{T_0}{T_H})}{q_m \cdot [h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)]} = \frac{28800 \cdot (1 - \frac{268,15}{293,15})}{0,1547 \cdot [420610 - 234550 - 268,15 \cdot (1733,4 - 1119,6)]} = 0,7394$$

b)

$$\varepsilon_{kond} = \frac{\phi_H \cdot (1 - \frac{T_0}{T_H})}{q_m \cdot [h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)]} = \frac{28800 \cdot (1 - \frac{268,15}{293,15})}{0,1535 \cdot [422080 - 234550 - 268,15 \cdot (1738,1 - 1119,6)]} = 0,738$$

### ISPARIVAC

a)

$$\varepsilon_{isp} = \frac{\phi_L \cdot \frac{T_0 - T_L}{T_L}}{q_m \cdot [h_4 - h_1 - T_0 \cdot (s_4 - s_1)]} = \frac{24460 \cdot \frac{268,15 - 263,15}{263,15}}{0,1547 \cdot [234550 - 392670 - 268,15 \cdot (1132,2 - 1733,4)]} = 0,971$$

b)

$$\varepsilon_{isp} = \frac{\phi_L \cdot \frac{T_0 - T_L}{T_L}}{q_m \cdot [h_4 - h_1 - T_0 \cdot (s_4 - s_1)]} = \frac{24270 \cdot \frac{268,15 - 263,15}{263,15}}{0,1535 \cdot [234550 - 392670 - 268,15 \cdot (1132,2 - 1733,4)]} = 0,9716$$

Cjelokupni rezultati prikazani su u tablici :

Slučaj 1 ( $\vartheta_{kond}=30^\circ\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$\varepsilon_{komp}$	1,0	0,9546	0,904	0,847
$\varepsilon_{kond}$	0,7394	0,738	0,742	0,735
$\varepsilon_{isp}$	0,971	0,9716	0,9716	0,9715

Tablica 7. Eksrgerijske efikasnosti komponenti za  $\vartheta_{kond} = 30^\circ\text{C}$

Slučaj 2 ( $\vartheta_{kond}=40^{\circ}\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$\mathcal{E}_{komp}$	1,0	0,956	0,9072	0,8525
$\mathcal{E}_{kond}$	0,5932	0,592	0,591	0,590
$\mathcal{E}_{isp}$	0,9902	0,9903	0,9902	0,989

Tablica 8. Eksergijske efikasnosti komponenti za  $\vartheta_{kond} = 40^{\circ}\text{C}$

Slučaj 3 ( $\vartheta_{kond}=50^{\circ}\text{C}$ )				
	a) $\eta_{komp}=1,0$	b) $\eta_{komp}=0,95$	c) $\eta_{komp}=0,90$	d) $\eta_{komp}=0,85$
$\mathcal{E}_{komp}$	1,0	0,957	0,9099	0,8595
$\mathcal{E}_{kond}$	0,5004	0,4995	0,4991	0,4965
$\mathcal{E}_{isp}$	0,981	0,993	0,993	0,993

Tablica 9. Eksergijske efikasnosti komponenti za  $\vartheta_{kond} = 50^{\circ}\text{C}$

## **Zaključak**

Eksergijska analiza je korisno sredstvo za određivanje komponenti sustava s najvišom ireverzibilnosti, odnosno najvećim gubicima koji smanjuju efikasnosti postrojenja. Eksergijska efikasnost pokazuje nam koje komponente bi bilo najbolje poboljšati u svrhu smanjenja njihovih gubitaka i povećanja iskoristivosti postrojenja.

Nakon provedenih proračuna iz dobivenih rezultata se zaključuje da povećanje temperature kondenzacije i smanjenje izentropske efikasnosti kompresora bitno utječu na eksergijsku sliku komponenti dizalice topline i cjelokupnog sustava.

Povećanje temperature kondenzacije povećava potreban maseni protok radne tvari kroz sustav kao i snagu kompresora čime je faktor grijanja smanjen. Smanjenjem stupnja iskoristivosti kompresora pada potreban maseni protok radne tvari, a snaga kompresora raste. Faktor grijanja se i u ovom slučaju smanjuje.

Ireverzibilnost svih komponenti dizalice topline raste s porastom temperature kondenzacije. Smanjenjem izentropskog stupnja djelovanja, raste ireverzibilnost kompresora, isparivača i kondenzatora dok se ireverzibilnosti u prigušnom ventilu smanjuje.

Najveću ireverzibilnost, odnosno najmanju eksergijsku efikasnost ima kondenzator što znači da je to komponenta sustava koju bi se najviše isplatilo poboljšati.

## Literatura

- [1] Mustapić N., Guzović Z., Staniša B., *Energetski strojevi i sustavi*, Karlovac, 2013.
- [2] Halasz B., Galović A., Boras I., *Toplinske tablice*, Zagreb, 2008.
- [3] Galović A., *Termodinamika 1*, Zagreb, 2008.
- [4] Kanoğlu M., Yunus A. Çengel, DinÇer I., *Efficiency Evaluation of Energy Systems*, 2012.